



(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND

DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

(2) **Offenlegungsschrift**
(10) DE 100 21 626 A 1

(51) Int. Cl.⁷:
B 66 C 13/06

(21) Aktenzeichen: 100 21 626.9
(22) Anmeldetag: 4. 5. 2000
(43) Offenlegungstag: 7. 6. 2001

(66) Innere Priorität:
199 20 431. 4 04. 05. 1999
(71) Anmelder:
Hofer, Eberhard, Prof. Dr., 89173 Lonsee, DE;
Sawodny, Oliver, Dr.-Ing., 89278 Nersingen, DE
(74) Vertreter:
Dr. Weitzel & Partner, 89522 Heidenheim

(72) Erfinder:
Sawodny, Oliver, Dr.-Ing., 89278 Nersingen, DE;
Aschemann, Harald, Dipl.-Ing., 73340 Amstetten,
DE; Hofer, Eberhard P., Prof. Dr., 89173 Lonsee, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

- (54) Verfahren zur Lastpendeldämpfung an Kranen mit reduzierter Sensorik
(57) Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Lastpendeldämpfung an Kranen mit mindestens einem Antriebsmotor, wobei mindestens die Seillänge zwischen Krantatz und Last und die Lastmasse erfaßt werden, dadurch gekennzeichnet, daß in einem Bahnplanungsmodul die Zeitfunktionen mindestens eine der Größen Soll-Lastposition, -geschwindigkeit, -beschleunigung, -rucks und der Ableitung des Ruckles gebildet werden und diese in einem Vorsteuerungsblock so gewichtet werden, daß die Last möglichst exakt ohne Pendeln diesen Zeitfunktionen folgt, wobei die Lastmasse und die Seillänge bei Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden.

DE 100 21 626 A 1

BEST AVAILABLE COPY

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Lastpendeldämpfung an Kranen mit mindestens einem Antriebsmotor, wobei mindestens die Seillänge zwischen Krantze und Last und die Lastmasse erfaßt werden.

5 Aus der Literatur sind eine Vielzahl von Verfahren zur Unterdrückung von Pendelschwingungen bei Lastkranen bekannt geworden.

Diesbezüglich wird auf die nachfolgenden Schriften verwiesen:

- 10 - DE 12 78 079
- DE 20 22 745
- DD 260 052
- DE 30 05 461
- DE 32 10 450
- DE 32 28 302
- 15 - DE 37 10 492
- DE 39 33 527
- DE 691 19 913
- DE 44 02 563
- DE 199 07 989 (nachveröffentlicht)
- 20 - US 5785191

Die DE 12 78 079 beschreibt eine Anordnung zur selbsttägigen Unterdrückung von Pendelungen einer mittels eines Seiles an einem in waagrechter Ebene bewegbaren Seilaufhängepunkt hängenden Last bei Bewegung des Seilaufhängepunktes in mindestens einer waagrechten Koordinate, bei der die Geschwindigkeit des Seilaufhängepunktes in der waagrechten Ebene durch einen Regelkreis in Abhängigkeit von dem Auslenkwinkel des Lastseiles gegen das Zielort abgeleiteten Größe beeinflußt wird.

Die DE 20 22 745 zeigt eine Anordnung zur Unterdrückung von Pendelschwingungen einer Last, die mittels eines Seiles an der Katze eines Kranes aufgehängt ist, deren Antrieb mit einer Drehzahleinrichtung und einer Wegregelteinrichtung ausgestattet ist, mit einer Regelanordnung, die die Katze unter Berücksichtigung der Schwingungsperiode während eines ersten Teiles des von der Katze zurückgelegten Weges derart beschleunigt und während eines letzten Teiles dieses Weges derart verzögert, daß die Bewegung der Katze und die Schwingung der Last am Zielort gleich zu Null werden.

Aus der DE 32 10 450 ist eine Einrichtung an Hebezeugen für die selbsttägige Steuerung der Bewegung des Lastträgers mit Beruhigung des beim Beschleunigen oder Bremsen der an ihm hängenden Last auftretendem Pendels der Last während eines Beschleunigungs- bzw. Bremszeitintervales bekannt geworden. Die Grundidee beruht auf dem einfachen mathematischen Pendel. Die Katzen- und Lastmasse wird für die Berechnung der Bewegung nicht miteinbezogen. Coulombsche und geschwindigkeitsproportionale Reibung der Katzen- oder Brückenantriebe werden nicht berücksichtigt.

Um einen Lastkörper schnellstmöglichst vom Startort zum Zielort transportieren zu können, schlägt die DE 32 28 302 vor, die Drehzahl des Antriebsmotors der Laufkatze mittels eines Rechners so zu steuern, daß die Laufkatze und der Lastträger während der Beharrungsfahrt mit gleicher Geschwindigkeit bewegt werden und die Pendeldämpfung in kürzester Zeit erreicht wird. Der aus der DE 32 28 302 bekannte Rechner arbeitet nach einem Rechenprogramm zur Lösung der für das aus Laufkatze und Lastkörper gebildeten ungedämpften Zwei-Massen-Schwingungssystems geltenden Differentialgleichungen, wobei die Coulombsche und geschwindigkeitsproportionale Reibung der Katzen- oder Brückenantriebe nicht berücksichtigt werden.

Bei dem aus der DE 37 10 492 bekannten Verfahren werden die Geschwindigkeiten zwischen den Zielorten auf dem Weg derart gewählt, daß nach Zurücklegen der Hälfte des Gesamtweges zwischen Ausgangsort und Zielort der Pendelausschlag stets gleich Null ist.

Das aus der DE 39 33 527 bekannte Verfahren zur Dämpfung von Lastpendelschwingungen umfaßt eine normale Geschwindigkeits-Positionsregelung.

Die DE 691 19 913 behandelt ein Verfahren zum Steuern der Verstellung einer pendelnden Last, bei der in einem ersten Regelkreis die Abweichung zwischen der theoretischen und der wirklichen Position der Last gebildet wird. Diese wird abgeleitet, mit einem Korrekturfaktor multipliziert und auf die theoretische Position des beweglichen Trägers addiert. In einem zweiten Regelkreis wird die theoretische Position des beweglichen Trägers mit der wirklichen Position verglichen, mit einer Konstanten multipliziert und auf die theoretische Geschwindigkeit des beweglichen Trägers aufaddiert.

55 Die DE 44 02 563 behandelt ein Verfahren für die Regelung von elektrischen Fahrantrieben von Hebezeugen mit einer an einem Seil hängenden Last, die aufgrund der Dynamik beschreibenden Gleichungen den Sollverlauf der Geschwindigkeit der Krantze generiert und auf einen Geschwindigkeits- und Stromregler gibt. Des Weiteren kann die Recheneinrichtung um einen Positionsregler für die Last erweitert werden.

Die nachveröffentlichte DE 199 07 989 behandelt ein Verfahren zur Bahnregelung von Kranen und eine Vorrichtung 60 zum präzisen Verfahren einer Last. Die Bahnregelung besteht aus einem Bahngenerator, einer Führungsgrößenauflschaltung, einem Zustandsregler, einem Störmodell für die Hafteibung und einem Störbeobachter. Für die Funktion benötigt das Verfahren nach DE 199 07 989 den Meßwert des Seilwinkels und die Krantze position.

Die aus der DE 12 78 079, DE 39 33 527, DE 691 19 913 und DE 199 07 989 bekannten Regelverfahren benötigen zur Lastpendeldämpfung einen Seilwinkelsensor. In der erweiterten Ausführung gemäß der DE 44 02 563 ist dieser Sensor ebenfalls erforderlich. Da dieser Seilwinkelsensor erhebliche Kosten verursacht, ist es vorteilhaft, wenn die Lastpendelung auch ohne diesen Sensor kompensiert werden kann.

Das Verfahren der DE 44 02 563 in der Grundversion erfordert ebenso mindestens die Krantze geschwindigkeit. Auch bei der DE 20 22 745 sind für die Lastpendeldämpfung mehrere Sensoren erforderlich. So muß bei der

DE 100 21 626 A 1

DE 20 22 745 zumindest eine Längen-, Winkel- und Positionsmessung der Krantze vorgenommen werden.

Auch die DE 37 10 492 und nachveröffentlichte DE 199 07 989 benötigen als zusätzlichen Sensor zumindest die Katz- bzw. Brückenposition.

Alternativ zu diesen Verfahren schlägt ein anderer Ansatz, wie er beispielsweise aus der DE 32 10 450 oder der DE 32 28 302 bekannt geworden ist, vor, die dem System zugrundeliegenden Differentialgleichungen zu lösen und basierend hierauf eine Steuerstrategie für das System zu ermitteln, um eine Lastpendelung zu unterdrücken, wobei im Falle der DE 32 10 450 die Seillänge und im Falle der DE 32 28 302 die Seillänge und Lastmasse gemessen wird. Bei diesen Systemen wird jedoch die in Kransystemen nicht zu vernachlässigenden Reibungseffekte der Haftreibung und geschwindigkeitsproportionalen Reibung nicht berücksichtigt. Auch die DE 44 02 563 und die DE 30 05 461 berücksichtigt keine Reibungs- und Dämpfungsterme. DE 30 05 461 benötigt zudem eine auf den Seilwinkel rückführbare Meßgröße.

Das Verfahren nach US 5785191 entwirft einen Filter zur Dämpfung der Lastschwingungen. Für die Funktionsfähigkeit wird ein Seilwinkelsensor empfohlen. Eine schwungsdämpfende Wirkung wird jedoch auch ohne Seilwinkelsensor erwartet. Im Gegensatz zu dem hier vorgestellten Verfahren wird die Lastmasse sowie Dämpfungsterme von Seilschwingung und Antriebssystem jedoch nicht berücksichtigt.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Verfahren zur Lastpendeldämpfung an Kranen mit mindestens einem Antriebsmotor zur Verfügung zu stellen, mit dem die Dämpfung der Lastpendelung unter Berücksichtigung der systembedingten Reibung möglich ist, wobei lediglich die Seillänge und die Lastmasse sensorisch erfaßt werden. Auf die fortlaufende Messung der Krantz- oder Brückenposition sowie des Seilwinkels wie beispielsweise bei der nachveröffentlichten DE 199 07 989 soll verzichtet werden.

Erfnungsgemäß wird diese Aufgabe durch ein Verfahren gemäß Patentanspruch 1 gelöst.

Als minimale Eingangsgrößen für das erfungsgemäße Verfahren werden die Seillänge und die Lastmasse benötigt.

Der Steueralgorithmus basiert auf der Grundidee, daß als Führungsgrößen nicht nur die Funktion der Soll-Lastposition in Abhängigkeit von der Zeit generiert werden, sondern auch die Funktionen für die Soll-Lasgeschwindigkeit, Soll-Lastbeschleunigung, den Soll-Lastruck und die Ableitung des Soll-Lastruckes und in einem Vorsteuerungsbloc derart gewichtet auf das Kransystem aufgeschaltet werden, daß das resultierende Gesamtsystem aus Krondynamik und Vorsteuerung geschwindigkeitsstreu, beschleunigungstreu, rucktreu und treu hinsichtlich der Ableitung des Ruckles arbeitet.

Im Verfahren nach DD 260 052 wird zwar die Soll-Position nach Kriterien der maximalen Geschwindigkeit und Beschleunigung und eines stetigen Ruckverlaufes erzeugt, die abgeleiteten Größen (Soll-Geschwindigkeit, Soll-Beschleunigung, Soll-Ruck und Ableitung des Soll-Ruckles) gehen in den Steueralgorithmus selbst jedoch nicht ein. Außerdem wird der maximale Ruck nicht begrenzt. Die Ableitung des Ruckles wird dort ebenfalls nicht erzeugt. Ein Verfahren für die Generierung von Trajektorien während der Bewegung des Kranes wird dort nicht offenbart.

Auch in der DE 199 07 989 werden die Soll-Geschwindigkeit, die Soll-Beschleunigung und der Soll-Ruck geeignet gewichtet auf das System aufgeschaltet. Jedoch wird dort nicht die Ableitung des Ruckles gebildet, womit diese Größe nicht in die Regelung mit eingehet. Zudem ist der Verlauf des Ruckles im Gegensatz zu dem hier im folgenden vorgestellten Verfahren nicht stetig.

Die Verstärkungen des Vorsteuerungsbloces liegen als analytische Ausdrücke in Abhängigkeit der Modellparameter des zugrundeliegenden dynamischen Modells vor und berücksichtigen den Systemzustand. Als veränderliche Parameter für die Nachführung der Vorsteuerungsverstärkung werden die Seillänge und die Lastmasse zugelassen.

Auch in der nachveröffentlichten DE 199 07 989 sind die Vorsteuerungsverstärkungen von diesen Größen abhängig. Da dieses Verfahren jedoch eine Rückführung besitzt, sind im Gegensatz zu dem hier vorgestellten Verfahren dort die Vorsteuerungsverstärkungen auch von den Reglerverstärkungen der Rückführung abhängig. Zudem wird bei der DE 199 07 989 die Vorsteuerung nicht nach der Systemordnung des zugrundeliegenden Modells ausgelegt, wie beim im folgenden vorgestellten Verfahren, sondern stets nach dem Grad 3 mit dem Soll-Ruck abgebrochen.

Gegenüber der DE 199 07 989 ist der wesentliche Unterschied, daß bei dem hier vorgestellten Verfahren die Rückführung entfällt. Da damit die Vorsteuerung möglichst gut auf das System abgestimmt werden muß, ist es für die Funktionsfähigkeit zwingend erforderlich, die Systemordnung bei der Aufschaltung der Soll-Funktionen in Betracht zu ziehen.

Die Struktur des Gesamtsystems ist in Fig. 1 wiedergegeben.

Diese Zeitfunktionen für die Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Ruck und der Ruckableitung werden im Bahnplanungsmodul generiert.

Alternativ können zwei Versionen als Bahnplanungsmodul eingesetzt werden. Ein Bahnplanungsmodul für den vollautomatischen Betrieb mit einer Start- und Zielpunktvorgabe und ein Bahnplanungsmodul für den halbautomatischen Betrieb mit einer Sollgeschwindigkeitsvorgabe der Last, die zum Beispiel auch in Stufen über ein Funkfernbedienpult vorgegeben werden kann.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn ein dezentrales Steuerungskonzept mit einem räumlich entkoppelten dynamischen Modell zugrunde gelegt wird, bei dem jeder einzelnen Krantachse ein unabhängiger Steueralgorithmus zugeordnet wird. Hierdurch wird ein besonders effizienter und wartungsfreundlicher Algorithmus ermöglicht. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen beispielhaft beschrieben.

Es zeigen:

Fig. 1: Prinzipielle Struktur eines Brückenkrans

Fig. 2: Gesamtstruktur der Steuerung

Fig. 3: Struktur der Steuerung der y-Achse

Fig. 4: Struktur der Steuerung der x-Achse

Fig. 5: Struktur des Vorsteuerungsbloces

Fig. 6: Beispielhafte Reibungsmessung

Fig. 7: Prinzipielle Struktur des Bahnplanungsmoduls

Fig. 8: Struktur des halbautomatischen Bahnplanungsmoduls

Fig. 9: Bewegungsphasen einer Verfahrerbewegung am Beispiel der Geschwindigkeit

DE 100 21 626 A 1

Fig. 10: Fahrzeugeigenschaften hinsichtlich der kinematischen Beschränkungen

Fig. 11: Zeitfunktionen für die Last für einen synchronisierten Verfahrvorgang

In **Fig. 1** ist die prinzipielle Struktur eines Krans, vorliegend im speziellen eines Brückenkran dargestellt. Der Brückenkran umfaßt zwei Führungsschienen 1, 3, eine Kranbrücke 5, die Krankatze 7 sowie eine an der Krankatze 7 über ein Hubseil 9 befestigte Masse 11.

Das Koordinatensystem für die nun beispielhaft dargestellte Herleitung der Regelstruktur umfaßt eine x-Achse, die parallel zu den Führungsschienen 1, 3 ist, eine y-Achse, die parallel zur Kranbrücke 5 ist, sowie eine z-Achse, die parallel zum Hubseil 9 gewählt wurde.

Für die nachfolgend ausführlich beschriebene Regelung wurden die einzelnen Bauteile wie folgt mit Massen belegt:

m_B : Masse der Kranbrücke.

m_K : Masse der Krankatze.

m_L : Masse der Last;

Des weiteren sind in **Fig. 1** die Antriebsmotoren der einzelnen Komponenten dargestellt. Mit Bezugsziffer 13 wird der Antriebsmotor für die Kranbrücke bezeichnet, hierbei kann entweder ein einziger Antriebsmotor auf einer Laufschiene angeordnet sein oder zwei Antriebsmotoren auf jeder Laufschiene. Mit Antriebsmotor 15 kann die Krankatze bewegt, mit Antriebsmotor 17 die Last mittels des Hubseiles angehoben oder abgesenkt werden.

Fig. 2 zeigt Gesamtstruktur der Steuerung mittels der eine Last 11 eines Brückenkran gemäß **Fig. 1** pendelgedämpft verfahren werden kann. Wie aus **Fig. 2** zu erkennen ist, wird jeder Achse eine zueinander unabhängige Steuerung zugeordnet, die vom Bahnplanungsmodul (21) übergeordnet durch die Generierung der Soll-Lastfunktionen $x_{L,soll} = [x_{L,soll}, \dot{x}_{L,soll}, \ddot{x}_{L,soll}, x'_{L,soll}]^T$, $y_{L,soll} = [y_{L,soll}, \dot{y}_{L,soll}, \ddot{y}_{L,soll}, y'_{L,soll}]^T$ und $z_{L,soll} = [z_{L,soll}, \dot{z}_{L,soll}, \ddot{z}_{L,soll}]^T$ für die Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung und des Ruckles übergreifend für jede Achse koordiniert wird. Optional wird auch noch die Ableitung des Ruckles für die x- und y-Achse gebildet. Mit (22) ist die Steuerung für die x-Achse, mit (23) die Steuerung für die y-Achse und mit (24) die Steuerung der z-Achse bezeichnet. Letztere wird wie bisher mit einer Geschwindigkeits- oder Positionssteuerung oder -regelung betrieben, da deren Art der Ansteuerung aufgrund der geringen Pendelneigung für die Funktionsweise des Algorithmus eine untergeordnete Rolle spielt. Deshalb wird für diese Achse auch nur die erste Ableitung benötigt. Das Bahnplanungsmodul erhält entweder von der Funkfernbedienung (25) oder einem Leitrechner (26) die Informationen für eine neue Verfahrbewegung des Kranes.

Die Seillänge z wird vorteilhafterweise mit Hilfe eines Absolut-Encoder an dem Antriebsmotor (17) erfaßt. Die Lastmasse m_L wird mit einer Wägezelle, die in das Hubseil (9) integriert wurde, gemessen.

Im vorliegenden Beispielfall werden als Antriebsmotoren frequenzumrichtergesteuerte momentengeregelte Asynchronmotoren verwendet.

Die **Fig. 3** und **4** zeigen ein Beispiel für die Gesamtstruktur der Steuerung der y-Achse bzw. x-Achse, die ein pendelgedämpftes Fahren einer Last mit reduzierter Sensorik gemäß der Erfahrung ermöglichen. Die Gesamtstruktur zeigt drei strukturelle Maßnahmen, die jede für sich oder beliebige Kombinationen hiervon die Pendelbewegung dämpfen.

Im einzelnen sind dies:

- Generierung von Zeitfunktionen für die Lastposition, -geschwindigkeit, -beschleunigung, -ruck und ggf. Ableitung des Ruckles unter Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen im Bahnplanungsmodul (21).
- Gewichtung dieser Zeitfunktionen in einem Vorsteuerungsblock, so daß das resultierende System stationär genau hinsichtlich der Lastposition, -geschwindigkeit, -ruck und ggf. Ableitung des Ruckles arbeitet.
- Kompensation der Hafreibung durch Modell der Hafreibung und Aufschaltung der Hafreibungskraft in Abhängigkeit der Lastsollgeschwindigkeit.

Unter stationär genau versteht man, daß das System bei einem Sollwertsprung von einem Sollwert c_1 auf c_2 mit der gemessenen Regelgröße den Wert c_2 nach Beendigung des Einregelvorgangs erreicht. Gehen die Sollwertsprünge in einen stetigen Verlauf einer Sollwertfunktion über, so folgt dann die Funktion der gemessenen Regelgröße der Sollwertfunktion im Falle eines "treuen" Systems hinsichtlich der betrachteten Größe gemäß der idealisierten Modellannahme ohne Abweichung.

Fig. 3 zeigt die Struktur der Steuerung für die y-Achse. Das Bahnplanungsmodul (21) generiert die Zeitfunktionen $y_{L,soll}$ für die Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung und den Ruck für die y-Achse. Vorteilhaft ist es, zusätzlich die Zeitfunktion für die Ableitung des Ruckles mit zu erzeugen. Die Zeitfunktionen werden auf den Vorsteuerungsblock (31) geführt. Dort werden die Zeitfunktionen in Abhängigkeit der sich verändernden Systemparameter z und m_L derart gewichtet, daß das resultierende System stationär genau hinsichtlich der Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung, des Ruckles und ggf. der Ableitung des Ruckles arbeitet. Ausgangsgröße von (31) ist die Stellgröße nach dem idealisierten linearen Modellsatz. Die Funktion der Steuerung wird durch das Modell der Hafreibung (32) unterstützt, welche die im System vorhandene Coulombsche Reibung vorsteuert. Stellgröße ist je nach Modellsatz F_y , F_{ysoll} oder \dot{y}_{ksoll} .

Fig. 4 zeigt die Struktur der Steuerung für die x-Achse. Die x-Achse wird wie die y-Achse angesteuert. Das Bahnplanungsmodul (21) generiert die Zeitfunktionen $x_{L,soll}$ für die Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung und den Ruck für die x-Achse. Vorteilhaft ist es, zusätzlich die Zeitfunktion für die Ableitung des Ruckles mit zu erzeugen. Die Zeitfunktionen werden auf den Vorsteuerungsblock (41) geführt. Dort werden die Zeitfunktionen in Abhängigkeit der sich verändernden Systemparameter z und m_L derart gewichtet, daß das resultierende System stationär genau hinsichtlich der Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung, des Ruckles und ggf. der Ableitung des Ruckles arbeitet. Ausgangsgröße von (41) ist die Stellgröße nach dem idealisierten linearen Modellsatz. Die Funktion der Steuerung wird durch das Modell der Hafreibung (42) unterstützt, welche die im System vorhandene Coulombsche Reibung vorsteuert. Stellgröße ist je nach Modellsatz F_x , F_{xsoll} oder \dot{x}_{ksoll} .

Im folgenden soll das der y-Achse zugrundeliegende dynamische Modell hergeleitet werden. Die Ergebnisse können auf die x-Achse übertragen werden. Die Variablen sind dann wie folgt zu ersetzen:

Variable y-Achse	Bezeichnung	Variable x-Achse	Bezeichnung
y_{Lsoll}	Vektor der Zeitfkt.; umfassend die Last-Sollposition in y-Richtung und deren Ableitungen	x_{Lsoll}	Vektor der Zeitfkt.; umfassend die Last-Sollposition in x-Richtung und deren Ableitungen
\dot{y}_{Lsoll}	Soll-Lastposition y-Richt.	\dot{x}_{Lsoll}	Soll-Lastposition x-Richt.
\ddot{y}_{Lsoll}	Soll-Lastgeschw. y-Richt.	\ddot{x}_{Lsoll}	Soll-Lastgeschw. x-Richt.
\dddot{y}_{Lsoll}	Soll-Lastbeschl. y-Richt.	\dddot{x}_{Lsoll}	Soll-Lastbeschl. x-Richt.
\ddot{y}_{Lsoll}	Soll-Lastruck y-Richt.	\ddot{x}_{Lsoll}	Soll-Lastruck x-Richt.
$\ddot{\ddot{y}}_{Lsoll}$	Ableitung von \ddot{y}_{Lsoll}	$\ddot{\ddot{x}}_{Lsoll}$	Ableitung von \ddot{x}_{Lsoll}
y_L	Lastposition y-Richt.	x_L	Lastposition x-Richt.
y_K	Krankatzposition	x_B	Position Kranbrücke
\dot{y}_{Ksoll}	Krankatzsollgeschw.	\dot{x}_{Bsoll}	Sollgeschw. Kranbrücke
y_{Ziel}	Zielposition y-Richt.	x_{Ziel}	Zielposition x-Richt.
\dot{y}_{Ziel}	Zielgeschw. y-Richt.	\dot{x}_{Ziel}	Zielgeschw. x-Richt.
m_K	Krankatzmasse	m_B	Masse Kranbrücke
b_K	geschw.-proportionaler Reibungskoeffizient Krankatze	b_B	geschw.-proportionaler Reibungskoeffizient Kranbrücke
φ_{Ly}	Seilwinkel in y-Richt.	φ_{Lx}	Seilwinkel in x-Richt.
F_y	Kraft auf Krankatze	F_x	Kraft auf Kranbrücke
F_{ysoll}	Sollkraft Krankatze	F_{xsoll}	Sollkraft Kranbrücke
F_{Hy}	Haftriebungskraft y-Richt.	F_{Hx}	Haftriebungskraft x-Richt.
F_{H0y}	max. Haftriebungskraft y-Richt.	F_{H0x}	max. Haftriebungskraft x-Richt.

Im Falle der x-Achse teilt sich die errechnete Antriebskraft gleichmäßig auf beide Antriebsseiten (Motoren) auf. Um die Funktionsweise der x-Achse weiter zu verbessern, kann zusätzlich die Katzposition gemessen werden, und die daraus resultierende ungleiche Massenverteilung bei dieser Aufteilung berücksichtigt werden.

Zur Herleitung des dynamischen Modells wird der räumliche Winkel φ_1 zwischen Hubseil und Krankatze derart zerlegt wird, daß er den in Fig. 1 definierten Raumkoordinaten x und y zugeordnet werden kann. Die Komponente parallel zur x-Achse wird als φ_{1x} , die Komponente parallel zur y-Achse als φ_{1y} bezeichnet.

Nun werden die Bewegungsgleichungen für das dynamische Modell aufgestellt:

Auf die Last 11 wirkt bei Auslenkung des Winkels φ_{1x} eine beschleunigende Kraft

$$F_{By} = F_G \cdot \sin\varphi_{1y}, \text{ wobei } F_G = m \cdot g \quad (1)$$

Damit ergeben sich die erste Bewegungsgleichung zu

$$m_L \cdot \ddot{\varphi}_{1y} = -m_L \cdot g \cdot \sin\varphi_{1y} \quad (2)$$

Die dabei wirkende Kraft ruft im Hubseil 9 eine Reaktionskraft F_S hervor, die wiederum eine Kraftwirkung auf die Krankatze m_K hat. Für die Bewegungsgleichung der Krankatze läßt sich deshalb formulieren, daß

$$m_K \cdot \ddot{y}_K = F_y - F_{Hy} - b_K \cdot \dot{y}_K - m_L \cdot g \cdot \sin\varphi_{1y} \quad (3)$$

ist, y_K ist die Position der Krankatze, \dot{y}_K , \ddot{y}_K die Ableitungen der Position nach der Zeit (d. h. Geschwindigkeit und Beschleunigung), F_y die Antriebskraft des Krankatzmotors, F_{Hy} die Coulombsche Reibung im Antriebssystem und b_K die geschwindigkeitsproportionale Reibung.

Im folgenden wird das System dadurch linearisiert, daß $\sin\varphi$ durch den Winkel φ angenähert wird. Das heißt im vorliegenden Falle, daß $\sin\varphi_{1y}$ ungefähr φ_{1y} ist. Führt man nun des weiteren für die Position der Last 11 die neue Variable y_L nach dem Zusammenhang

$$y_L = y_K + z \cdot \sin\varphi_{1y} \approx y_K + z \cdot \varphi_{1y} \quad (4)$$

ein, wobei z die Hubseillänge ist, so ergibt sich aus dem vorherigen Gleichungssystem für die y-Achse:

$$m_L \cdot \ddot{y}_L = \frac{m_L \cdot g}{z} \cdot (y_K - y_L) \quad (5)$$

$$5 \quad m_K \cdot \ddot{y}_K = F_y - F_{Hy} - b_K \cdot \dot{y}_K - \frac{m_L \cdot g}{z} \cdot (y_K - y_L)$$

Durch die Art der Seilaufhängung kann die Lastschwingung gedämpft werden. Es ist deshalb vorteilhaft, dies im Modell durch einen Dämpfungsterm b_L zu berücksichtigen. Für die y -Achse verändern sich die Differentialgleichungen dadurch zu:

$$10 \quad m_L \cdot \ddot{y}_L = \frac{m_L \cdot g}{z} \cdot (y_K - y_L) + b_L \cdot (\dot{y}_K - \dot{y}_L) \quad (6)$$

$$m_K \cdot \ddot{y}_K = F_y - F_{Hy} - b_K \cdot \dot{y}_K - \frac{m_L \cdot g}{z} \cdot (y_K - y_L) - b_L \cdot (\dot{y}_K - \dot{y}_L)$$

15 bzw. als Übertragungsfunktion zwischen Kratzkraft am Rad F_y und Lastposition y_L :

$$20 \quad \frac{y_L(s)}{F_y(s)} = F_{mech}(s) = \frac{F_{mech,Zähler}(s)}{F_{mech,Nenner}(s)} =$$

$$= \frac{c + b_L s}{m_L m_K s^4 + (m_L b_K + b_L m_K + b_L m_L) s^3 + (m_L c + b_K b_L + m_K c) s^2 + b_K c s} \quad (7)$$

wobei im weiteren abkürzend

$$25 \quad \frac{m_L \cdot g}{z} = c$$

gesetzt wird. In allen nachfolgend behandelten Gleichungen ist für zu vernachlässigende Dämpfung der Lastpendelschwingung $b_L = 0$ zu setzen. Da F_{mech} eine gebrochen rationale Funktion ist, kann diese in das Zählerpolynom $F_{mech,Zähler}$ und Nennerpolynom $F_{mech,Nenner}$ aufgeteilt werden.

In Gl. (7) ist nur die Mechanik des Kranes berücksichtigt. Dies reicht in den meisten Fällen aus. Wird jedoch eine höhere Dynamik gefordert, so kann das Übertragungsverhalten des Motors und des Stromrichters mit einbezogen werden. Gl. (7) wird dann um die Motordynamik erweitert.

$$35 \quad \frac{F_y(s)}{F_{ysoll}(s)} = F_{el}(s) = \frac{F_{el,Zähler}(s)}{F_{el,Nenner}(s)} = \frac{1}{1 + Ts} \quad (8)$$

$$40 \quad \frac{y_L(s)}{F_{ysoll}(s)} = F_{el}(s) \cdot F_{mech}(s) = F_{mech,el}(s) = \frac{F_{mech,el,Zähler}(s)}{F_{mech,el,Nenner}(s)}$$

In Gl. 8 wurde die Motordynamik beispielhaft mit einem Verzögerungsglied 1. Ordnung mit der Zeitkonstanten T angenähert. Neue Eingangsgröße ist nun F_{ysoll} . Auch hier kann wieder eine Aufteilung in Zähler- und Nennerpolynom vorgenommen werden.

45 Häufig sind die eingebauten Stromrichter bereits mit einer internen Drehzahlregeleinrichtung ausgestattet. Dies kann ebenfalls in den Übertragungsfunktionen (7) bzw. (8) berücksichtigt werden. In der Regel wird die Drehzahl über einen im Stromrichter eingebauten PID-Regler geregelt. Der PID-Regler hat die Übertragungsfunktion

$$50 \quad F_{PID}(s) = \frac{F_{ysoll}(s)}{\dot{y}_{Ksoll}(s) - \dot{y}_K(s)} = \frac{K(T_R^2 s^2 + 2dT_R s + 1)}{s(T_F s + 1)} = \frac{F_{PID,Zähler}(s)}{F_{PID,Nenner}(s)} \quad (9)$$

Wie in (9) zu erkennen, wird die Kratzgeschwindigkeit hier rückgekoppelt. Dies ist keine Meßgröße, da sie in modernen Stromrichtern (wie Frequenzumrichtern mit feldorientierter Regelung) intern aus dem Motorstrom errechnet wird. Die resultierende Übertragungsfunktion zwischen Kratzsollgeschwindigkeit \dot{y}_{Ksoll} und Lastposition y_L ist mit (6), (8) und (9) dann:

$$60 \quad F_{mech,el,PID}(s) = \frac{y_L(s)}{\dot{y}_{Ksoll}(s)} =$$

$$= \frac{F_{mech,el,Zähler}(s) \cdot F_{PID,Zähler}(s)(c + b_L s)}{F_{mech,el,Nenner}(s) \cdot F_{PID,Nenner}(s)(c + b_L s) + F_{PID,Zähler}(s) \cdot F_{mech,el,Zähler}(s) \cdot s \cdot (c + b_L s + m_L s^2)} \quad (10)$$

Neue Eingangsgröße ist die Kratzsollgeschwindigkeit \dot{y}_{Ksoll} . Wird die Motordynamik vernachlässigt ist einfach in Gl. (10) $F_{mech,el,Zähler}$ durch $F_{mech,Zähler}$ und $F_{mech,el,Nenner}$ durch $F_{mech,Nenner}$ zu ersetzen. Wird diese wiederum gebrochen rationale Funktion bezüglich der Variablen s ausmultipliziert, so ergibt sich die resultierende Übertragungsfunktion:

$$F_{mech,PID}(s) = \frac{y_L(s)}{\dot{y}_{Ksoll}(s)} = \frac{F_{mech,PID,Zähler}(s)}{F_{mech,PID,Nenner}(s)}$$

$$F_{mech,PID,Zähler}(s) = Kb_L T_R^2 \cdot s^3 + (Kc T_R^2 + 2Kb_L dT_R) \cdot s^2 + (2KcdT_R + Kb_L) \cdot s + Kc \quad (11)$$

$$\begin{aligned} F_{mech,PID,Nenner}(s) = & m_K m_L T_F s^6 + (b_L m_L T_F + b_K m_L T_F + b_L m_K T_F + m_K m_L + K T_R^2 m_L) \cdot s^5 + \\ & (c m_L T_F + K b_L T_R^2 + b_K b_L T_F + 2Kd T_R m_L + m_K c T_F + b_L m_L + m_K b_L + b_K m_L) \cdot s^4 \\ & + (m_L c + K m_L + b_K c T_F + 2Kb_L dT_R + Kc T_R^2 + m_K c + b_K b_L) \cdot s^3 \\ & + (Kb_L + b_K c + 2KcdT_R) \cdot s^2 + Kc \cdot s \end{aligned}$$

Nachdem das Übertragungsverhalten in Gl. (11) dargestellt wurde, können nun die Vorsteuerungsverstärkungen berechnet werden.

In Fig. 5 ist beispielhaft die Struktur des Vorsteuerungsblokkes dargestellt. Eingangsgrößen des Vorsteuerungsblokkes sind die Zeitfunktionen der

der Lastposition y_{Lsoll} ,
der Lastgeschwindigkeit \dot{y}_{Lsoll} ,
der Lastbeschleunigung \ddot{y}_{Lsoll} ,
des Lastrucks \ddot{y}_{Lsoll} und ggf.
der Ableitung des Lastrucks \dddot{y}_{Lsoll}

Diese Zeitfunktionen sind Ausgangsgrößen des Bahnplanungsmoduls. Sie werden mit den Verstärkungen K_{V0} bis K_{V4} unter Berücksichtigung der aktuellen Werte von m_L und z gewichtet und deren Summe als ideale Stellgröße auf den Stell-eingang gegeben. Im Falle des Modells nach Gl. 7 ist F_y der Stelleingang, im Falle des Modells nach Gl. 8 F_{ysoll} und im Falle des Modells nach Gl. 10 oder 11 \dot{y}_{Ksoll} .

Die Vorsteuerungsverstärkungen K_{Vi} (K_{V0} bis K_{V4}) werden nun wie folgt berechnet. Ausgehend vom Übertragungsverhalten nach Gl. 7, 8, 10 oder 11 wird bei Aufschaltung bis zur Ableitung des Lastrucks die Übertragungsfunktion 7, 8, 10 oder 11 modifiziert zu:

$$\frac{y_{Lsoll}}{y_L} = G(s) = F(s) \cdot (K_{V0} + K_{V1} \cdot s + K_{V2} \cdot s^2 + K_{V3} \cdot s^3 + K_{V4} \cdot s^4) \quad (12)$$

Dieser Ausdruck hat nach Ausmultiplizieren die folgende Struktur:

$$\frac{y_{Lsoll}}{y_L} = \frac{b_5(K_{Vi}) \cdot s^5 + b_4(K_{Vi}) \cdot s^4 + b_3(K_{Vi}) \cdot s^3 + b_2(K_{Vi}) \cdot s^2 + b_1(K_{Vi}) \cdot s + b_0(K_{Vi})}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0} \quad (13)$$

Im Nenner hat die Funktion nach Gl. 13 den Grad 4. Wesen des Verfahrens ist es nun, daß im Gegensatz zu dem Verfahren nach DE 199 07 989 die Aufschaltung genau bis zum Grad des Nenners gewählt wird, wodurch ein gutes dynamisches Verhalten erzielt werden kann. In der DE 199 07 989 wird grundsätzlich beim Grad 3 abgebrochen.

In Falle nach Gl. 13 ist der Grad des Nenners vier. Zur Berechnung der Verstärkungen K_{V0} bis K_{V4} sind demnach die Koeffizienten b_4 bis b_0 und a_4 bis a_0 von Interesse. Ideales Systemverhalten bezüglich Position, der Geschwindigkeit, der Beschleunigung, des Ruckles und der Ableitung des Ruckles ergibt sich genau dann, wenn die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems aus Vorsteuerung und Übertragungsfunktion des Kransystems nach Gl. 7, 8, 10 oder 11 in ihren Koeffizienten b_i und a_i den folgenden Bedingungen genügt:

$$\begin{aligned} \frac{b_0}{a_0} &= 1 \\ \frac{b_1}{a_1} &= 1 \\ \frac{b_2}{a_2} &= 1 \\ \frac{b_3}{a_3} &= 1 \\ \frac{b_4}{a_4} &= 1 \end{aligned} \quad (14)$$

Dieses lineare Gleichungssystem kann in analytischer Form nach den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{V0} bis

DE 100 21 626 A 1

K_{V4} aufgelöst werden.

Beispielhaft sei dies für den Fall des Modells nach Gl. 7 gezeigt. Im Falle des Modells nach Gl. 8, 10 oder 11 werden die Vorsteuerungsverstärkungen K_{V0} bis K_{V4} auf die gleiche Weise berechnet.

Die Auswertung von Gl. 12 mit dem Modell nach Gl. 7 ergibt

$$\begin{aligned} \frac{y_L(s)}{y_{Lsoll}(s)} &= F_{mech}(s) \cdot (K_{V0} + K_{V1} \cdot s + K_{V2} \cdot s^2 + K_{V3} \cdot s^3 + K_{V4} \cdot s^4) = \\ &= \frac{(c + b_L s)(K_{V0} + K_{V1} \cdot s + K_{V2} \cdot s^2 + K_{V3} \cdot s^3 + K_{V4} \cdot s^4)}{m_L m_K s^4 + (m_L b_K + b_L m_K + b_L m_L) s^3 + (m_L c + b_K b_L + m_K c) s^2 + b_K c s} \end{aligned} \quad (15)$$

Nach dem Ausmultiplizieren wird aus (15)

$$F_{neuz}(s) = \frac{K_{V4} b_L s^5 + (K_{V3} b_L + K_{V4} c) s^4 + (K_{V2} b_L + K_{V3} c) s^3 + (K_{V1} b_L + K_{V2} c) s^2 + (K_{V0} b_L + K_{V1} c) s + K_{V0} c}{m_L m_K s^4 + (m_L b_K + b_L m_K + b_L m_L) s^3 + (m_L c + b_K b_L + m_K c) s^2 + b_K c s} \quad (16)$$

Die Koeffizienten sind demnach:

$$\begin{aligned} a_0 &= 0 \\ b_0 &= K_{V0} c \\ a_1 &= b_K c \\ b_1 &= K_{V0} b_L + K_{V1} c \\ a_2 &= m_L c + b_K b_L + m_K c \\ b_2 &= K_{V1} b_L + K_{V2} c \\ a_3 &= m_L b_K + b_L m_K + b_L m_L \\ b_3 &= K_{V2} b_L + K_{V3} c \\ a_4 &= m_L m_K \\ b_4 &= K_{V3} b_L + K_{V4} c \end{aligned} \quad (17)$$

Das Gleichungssystem (17) ist linear bezüglich der Vorsteuerungsverstärkungen K_{V0} bis K_{V4} und kann nun nach K_{V0} bis K_{V4} aufgelöst werden. Daraus erhält man die Vorsteuerungsverstärkungen K_{V0} bis K_{V4} zu:

$$\begin{aligned} K_{V0} &= 0 \\ K_{V1} &= b_K \\ K_{V2} &= m_K + m_L \\ K_{V3} &= \frac{b_K m_L}{c} = \frac{b_K z}{g} \\ K_{V4} &= \frac{m_L (c m_K - b_K b_L)}{c^2} = \frac{m_K z}{g} - \frac{b_K b_L z^2}{m_L g^2} \end{aligned} \quad (18)$$

Dies hat zum Vorteil, daß diese Vorsteuerungsverstärkungen nunmehr in Abhängigkeit von den Modellparametern vorliegen. Im Falle von Modell nach Gl. (7) sind die Systemparameter m_L , m_K , c , z , g , b_L , b_K . Im Unterschied zum Verfahren nach DE 199 07 989 mit Rückführung sind die Vorsteuerungsverstärkungen nach Gl. 18 nicht von den Reglerverstärkungen abhängig.

Die Veränderung von Modellparametern wie der Lastmasse m_L und der Seillänge z kann sofort in der Veränderung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden. So können diese in Abhängigkeit der Meßwerte von m_L und z stets nachgeführt werden. Das heißt, falls beispielsweise der Kran eine andere Last aufnimmt oder eine andere Seillänge anfährt, so verändern sich dadurch automatisch die Vorsteuerungsverstärkungen, so daß resultierend stets das pendeldämpfende Verhalten der Vorsteuerung beim Verfahren der Last erhalten bleibt. Des Weiteren können bei Übertragung auf einen anderen Krantyp mit anderen technischen Daten (wie bspw. verändertes m_K) die Vorsteuerungsverstärkungen sehr schnell angepaßt werden.

Der Reibungsparameter b_L ist aus Frequenzgangmessungen zu bestimmen. In den meisten Fällen kann er jedoch zu Null gesetzt werden, da die Dämpfung der Lastpendel schwingung meist vernachlässigbar ist.

Der Reibungsparameter b_K ist zusammen mit der Haftreibung aus einer Reibungsmessung zu ermitteln. Dabei wird mit bekanntem vom Motor abgegebenen Moment mit langsamer Geschwindigkeit die Krankatze bzw. Kranbrücke verfahren. Das abgegebene Moment läßt sich auf die Kraft F_y , die auf die Krankatze gegeben wird, zurückführen. Aus der gemessenen Geschwindigkeit \dot{y}_K läßt sich die Reibungskraft F_{Ry} in Abhängigkeit von der Krankatzgeschwindigkeit berechnen und in Form der Reibkurve (61) dargestellt. In Fig. 6 ist beispielhaft die Reibkurve (61) einer Reibungsmessung dargestellt. Diese Messung muß nur bei der Kraninbetriebnahme einmalig durchgeführt werden.

Der geschwindigkeitsproportionale Anteil (62) wird durch den Faktor b_K im Modell nach Gl. 7 erfaßt. Der nichtlineare Haftreibungsanteil (63) wird durch die folgende Ansatzfunktion nachgebildet:

$$F_{Hy} = F_{H0y} \tanh\left(\frac{\dot{y}_K}{\epsilon}\right)$$

(19)

Der Anpaßfaktor ϵ und die Haftreibungskonstante F_{H0y} wird durch die aufgenommene Reibkurve ermittelt.

Der nichtlineare Anteil der Haftreibung wird im Modell der Haftreibung auf den Stelleingang vorgesteuert. Die Struktur des Modells der Haftreibung ist in Fig. 7 dargestellt. Eingangsgröße ist die Lastgeschwindigkeit, Ausgangsgröße die erwartete Haftreibung F_{Hy} , die nun zusätzlich zu deren Kompensation auf den Stelleingang aufgeschaltet wird.

Vorteil dieser Vorgehensweise ist, daß durch die modellierte Störung und deren Kompensation es möglich ist, nichtlineare Systemanteile in der Steuerung zu berücksichtigen. In den üblichen Ansätzen zur Lastpendeldämpfung wird nur das idealisierte lineare Systemverhalten berücksichtigt. Durch die Berücksichtigung der Dämpfungsterme verringert sich das Resipendeln der Last auf ein Minimum. Dies ist ein ganz entscheidender Vorteil des erfundungsgemäßen Verfahren im Hinblick auf ein pendelgedämpftes Verfahren einer Last im Arbeitsraum.

Entscheidend für die Funktionsweise der Lastpendeldämpfung ist neben der Vorsteuerung und Haftreibungsaufschaltung die Generierung der Zeitfunktionen im Bahnplanungsmodul. Für die Funktion des Lastpendeldämpfungssystems kann je nach Einsatzfall ein vollautomatisches Bahnplanungsmodul und ein halbautomatisches Bahnplanungsmodul verwendet werden.

Fig. 7 zeigt die prinzipielle Struktur des Bahnplanungsmoduls. Eingangsgrößen sind beim vollautomatischen Bahnplanungsmodul die neuen Zielpunktkoordinaten x_{Ziel} , y_{Ziel} , z_{Ziel} und ggf. die Interpolationsart sowie die Bewegungsparameter (wie max. Geschwindigkeit etc.) und beim halbautomatischen Bahnplanungsmodul die Zielgeschwindigkeiten \dot{x}_{Ziel} , \dot{y}_{Ziel} , \dot{z}_{Ziel} . Ausgangsgrößen sind die Zeitfunktionen für die Soll-Lastposition, Geschwindigkeit, Beschleunigung, den Ruck und optional der Ableitung des Ruckles.

Zunächst wird die Struktur des halbautomatischen Bahnplanungsmoduls erläutert (Fig. 8). Das halbautomatische erhält von dem Funkfernbedienpult (25) Sollgeschwindigkeiten \dot{y}_{Ziel} der Last (81). Diese können in Stufen oder als analoges Signal vorliegen. Diese werden über einen Verstärkungsblock (82) zunächst auf den maximal zulässigen Geschwindigkeitsbereich für die einzelnen Achsen normiert, der durch die Maximalgeschwindigkeit der Krantakette v_{max} gegeben ist.

Die Zielgeschwindigkeit wird auf einen der Steilheitsbegrenzer 2. Ordnung gegeben. Das halbautomatische umfaßt 2 Steilheitsbegrenzer. Der Steilheitsbegrenzer (83) ist für den Normalbetrieb parametrisiert. Hier steht eine möglichst effiziente Lastpendeldämpfung im Vordergrund. Dementsprechend sind die kinematischen Begrenzungen der maximal zulässigen Beschleunigung a_{max1} und des maximal zulässigen Ruckles j_{max1} gewählt. Will der Bediener die Last beschleunigen oder verzögern, so ist das Betriebsverhalten durch einen deutlichen Nachlauf geprägt. D. h. die Last kommt aus voller Geschwindigkeit erst nach einer Wegstrecke von ca. 1-2 m zum Stillstand.

Deshalb wurde für das bewußte schnelle Verzögern ein 2. Steilheitsbegrenzer (84) eingeführt, der so parametrisiert wurde, daß die Last nach einer sehr kurzen Wegstrecke zum Stillstand kommt. Allerdings ist das Restpendeln der Last an der Halteposition erheblich größer.

Die Umschaltung vom Normalbetrieb-Steilheitsbegrenzer (83) auf den Notstop-Steilheitsbegrenzer (84) wird durch die Schalter (85) vorgenommen. Der Schalter wird ausgelöst, wenn von der Logik (86) ein Notstop diagnostiziert wurde. Dieser kann zum Beispiel aus der Ableitung des Handhebelsignals oder der Höhe des Sollwertsprunges hergeleitet werden.

Der Steilheitsbegrenzer (83) bzw. (84) ist wie folgt aufgebaut. Zwischen der Sollzielgeschwindigkeit \dot{y}_{Ziel} und der Summe aus generierten Soll-Lastgeschwindigkeit \dot{y}_{Lsoll} und der Geschwindigkeitsänderung, die durch maximal möglicher Beschleunigung und Ruck erzielbar ist, wird im Summationsblock (87) eine Sollwert-Differenz gebildet. Die maximal mögliche Geschwindigkeitsänderung wird im Block (90) bzw. (91) nach folgendem Zusammenhang gebildet:

$$\Delta v_{max} = \frac{\dot{y}_{Lsoll} - \dot{y}_{Lsoll}}{2j_{max}} \quad (20)$$

Im Falle des Normalbetriebes wird in Block (90) $j_{max} = j_{max1}$ gesetzt, im Falle des Notstops wird im Block (91) $j_{max} = j_{max2}$ gesetzt, wobei $j_{max1} < j_{max2}$. Damit wird erreicht, daß bei Erreichen des Punktes, bei der die maximal erreichbare Geschwindigkeitsänderung unterschritten wird, hinter der Summation (87) ein Vorzeichenwechsel erfolgt, der dazu führt, daß im Block (92) bzw. (93) auf die entgegengesetzte gerichtete Begrenzung umgeschaltet wird und resultierend die Soll-Lastgeschwindigkeit \dot{y}_{Lsoll} zeitoptimal erreicht wird.

Die Dynamik des Steilheitsbegrenzers im linearen Bereich (d. h. ohne das eine der kinematischen Begrenzungen erreicht ist) wird durch die Verstärkung K_{S1} (88) bzw. K_{S2} (89) bestimmt. Ausgangs des Verstärkungsblocks (88) bzw. (89) ist die beabsichtigte Beschleunigung. Dem Verstärkungsblock folgt ein Begrenzer (92) auf $\pm a_{max1}$ bzw. ein Begrenzer (93) auf $\pm a_{max2}$, wobei $a_{max1} < a_{max2}$. Die beabsichtigte Beschleunigung wird mit der momentanen Soll-Lastbeschleunigung \ddot{y}_{Lsoll} verglichen und die Soll-Istwertdifferenz gebildet. Ist diese über einer Ansprechschwelle positiv, so wird im Kennlinienblock (94) der Soll-Lastruck \ddot{y}_{Lsoll} auf $+j_{max1}$ gesetzt bzw. im Block (95) der Soll-Lastruck \ddot{y}_{Lsoll} auf $+j_{max2}$ gesetzt; ist diese negativ, so wird im Kennlinienblock (94) der Soll-Lastruck \ddot{y}_{Lsoll} auf $-j_{max1}$ gesetzt bzw. im Block (95) der Soll-Lastruck \ddot{y}_{Lsoll} auf $-j_{max2}$ gesetzt. In einem Filterglied (96) wird die nun erzeugte Zeitfunktion $\dot{y}_{Lsoll}(t)$ nochmals tiefpaßgefiltert, um einen stetigen Verlauf der Soll-Lastruckfunktion zu erhalten.

Die für die Vorsteuerung optional notwendige Ableitung des Ruckles \ddot{y}_{Lsoll} wird durch die Differenzierung und gleichzeitige Filterung von $\dot{y}_{Lsoll}(t)$ im Block (97) erzeugt. Die für die Vorsteuerung ebenfalls notwendigen Zeitfunktionen für die Soll-Lastbeschleunigung \ddot{y}_{Lsoll} , Soll-Lastgeschwindigkeit \dot{y}_{Lsoll} und die Soll-Lastposition \ddot{y}_{Lsoll} werden durch Integration gebildet. Damit stehen alle erforderlichen Ausgangsgrößen des Bahnplanungsmoduls zur Verfügung.

Vorteil dieser Vorgehensweise ist, daß keine der kinematischen Beschränkungen j_{max} , a_{max} , v_{max} im Betrieb überschritten werden kann und durch den Block (90) bzw. (91) und (94) bzw. (95) ein zeitoptimales Verhalten hinsichtlich der ge-

DE 100 21 626 A 1

gegebenen kinematischen Beschränkungen erreicht wird. D. h. es wird stets die maximal mögliche Ruck solange gehalten, bis die maximale Beschleunigung erreicht ist. Die maximale Beschleunigung wird solange gehalten, bis die maximale Geschwindigkeit erreicht ist.

Um den Anhalteweg zu verkürzen, sind im 2 Steilheitsbegrenzer für den Notstop (84) die Begrenzungen j_{\max} und a_{\max} höher angesetzt. Die Restpendeln der Last wird dadurch allerdings erhöht. Der Nachlauf bei einem negativen Sprung der Zielgeschwindigkeit jedoch verringert.

Um alle Achsen ansteuern zu können, wird jeder Achse die in Fig. 8 dargestellte Anordnung aus zwei Steilheitsbegrenzern zugeordnet. Es ist damit möglich, den Kran allein über die Handhebel der Funkfernbedienung pendelgedämpft zu verfahren.

Im Gegensatz zum halbautomatischen Bahnplanungsmodul, der als Eingangsgröße eine Soll-Zielgeschwindigkeit \dot{y}_{Ziel} , die vom Handhebel des Funkfernbedienpulses erzeugt wird, verlangt, generiert das vollautomatische Bahnplanungsmodul aus Start- und Zielposition die Zeitfunktionen für die Soll-Lastposition und deren Ableitungen. Dabei werden diese so erzeugt, daß die Verfahrhewegung in allen Achsen synchronisiert wird.

Dem vollautomatischen Bahnplanungsmodul wird von der Funkfernbedienung (25) oder dem Leitrechner (26) die Start- und Zielposition für die nächste Fahraktion übermittelt. Daraus wird unter Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen jeder einzelnen Achse in Form der maximalen Geschwindigkeit, Beschleunigung und des Ruckles die Zeitfunktion für die Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung und Ruck für jede Achse des Kranes berechnet, so daß zu keiner Zeit eine der gegebenen Beschränkungen verletzt wird, die Beschränkungen aber nach Möglichkeit maximal ausgenutzt werden und die Fahrt synchronisiert mit allen Achsen durchgeführt wird.

Dazu wird der vorgegebene Weg der Last q_L zwischen Start- und Zielposition zunächst auf das Intervall $s \in [0, 1]$ normiert. q_L ist ein Vektor mit den die Lastposition beschreibenden Komponenten $[x_{L,soll}, y_{L,soll}, z_{L,soll}]^T$, jedoch noch in Abhängigkeit des dimensionslosen Bahnparameters s . Im nächsten Schritt wird die Zeitabhängigkeit durch die Funktion $s(t)$ definiert, wodurch die gewünschten Zeitfunktionen $q_L(s(t)) = [x_{L,soll}(t), y_{L,soll}(t), z_{L,soll}(t)]^T$ ermittelt werden können.

Am Beispiel der Geradeninterpolation zwischen Start und Ziel soll das Prinzip verdeutlicht werden. In diesen Falle ist $q_L(s)$ dementsprechend eine lineare Funktion

$$q_L(s) = q_L(s=0) + \Delta q_L \cdot s \quad (21)$$

Δq_L ist der Abstand zwischen Start- und Zielposition in x-, y- und z-Richtung. Die Bewegung $s(t)$ wird in drei Phasen aufgeteilt (Fig. 9). Eine Beschleunigungsphase (I), eine Phase konstanter Geschwindigkeit (II) und eine Bremsphase (III). Welchen Anteil die einzelnen Phasen an der Gesamtdauer der Bewegung T_V haben bestimmt der Parameter α . Die Zeitdauer für die Beschleunigungsphase ist dementsprechend

$$\lambda = \alpha T_V \quad (22)$$

Als Ansatzfunktion für die dritte Ableitung der Funktion $s(t)$ in den Abschnitten I–III wird

$$s_I(t) = 12\sqrt{3} \frac{j_{\max}}{\lambda^3} \left[t^3 - \frac{3\lambda}{2} t^2 + \frac{\lambda^2}{2} t \right], \quad s_{II}(t) = 0, \quad s_{III}(t) = s_I(T_V - t) \quad (23)$$

gewählt. j_{\max} ist der maximal zulässige Ruck, der auf das System gegeben werden kann. Er kann aus den Zeitkonstanten der Antriebe abgeschätzt werden. Die Ansatzfunktionen für die höheren Ableitungen werden durch Integration von (23) gebildet. Die Koeffizienten des Polynoms in (23) werden aus den Randbedingungen durch die höheren Ableitungen beim Übergang von einer Phase in die nächste bestimmt.

Die Maximalwerte der Funktionen $s(t)$, $\dot{s}(t)$, $\ddot{s}(t)$ können nun in Abhängigkeit vom Parameter α und T_V berechnet werden. Gibt man nun umgekehrt die Maximalwerte von Ruck j_{\max} , Beschleunigung a_{\max} und Geschwindigkeit v_{\max} vor, so kann die sich daraus ergebende minimale Fahrzeit T_V in Abhängigkeit des Parameters α bezüglich jeder Achse i ($i = 1$: x-Achse; $i = 2$: y-Achse; $i = 3$: z-Achse) berechnet werden (Fig. 10).

$$T_{Vj,\min,i}(\alpha) = \sqrt{\frac{10\Delta q_{L,i}}{\sqrt{3} j_{\max} (\alpha^2 - \alpha^3)}}, \quad (24)$$

$$T_{Va,\min,i}(\alpha) = \sqrt{\frac{15\Delta q_{L,i}}{8a_{\max} (\alpha - \alpha^2)}},$$

$$T_{Vv,\min,i}(\alpha) = \frac{\Delta q_{L,i}}{v_{\max} (1 - \alpha)}$$

Eine Trajektorie, welche die kinematischen Beschränkungen während der Bewegung nicht verletzt muß dann die Bedingung

$$T_{V,minges}(\alpha) = \max_{i=1,2,3} (T_{Vj,\min,i}(\alpha), T_{Va,\min,i}(\alpha), T_{Vv,\min,i}(\alpha)) \quad (25)$$

erfüllen. Die minimale Fahrzeit ist jedoch eine Funktion in Abhängigkeit des Parameters α . Um das α_{opt} zu finden, bei dem die Fahrzeit unter Berücksichtigung aller kinematischer Beschränkungen in allen Achsen minimal wird, werden die Schnittpunkte zwischen den Funktionen (24) berechnet.

$$\alpha_{jv,i} = \frac{10\sqrt{3}v_{max}\sqrt{j_{max}}10^{1/3}3^{5/6}v_{max}}{3^{7/6}10^{2/3}s_{ges,j_{max}}+10\sqrt{3}v_{max}\sqrt{j_{max}}10^{1/3}3^{5/6}v_{max}}, \alpha_{jv,i} = \frac{2048a_{max}}{2048a_{max}^3 + 405s_{ges,j_{max}}^2},$$

5

$$\alpha_{vaj.} = \frac{15v_{max}^2}{15v_{max}^2 + 8s_{ges}a_{max}}$$

wobei

$$s_{ges} = \frac{\sqrt{3}v_{j0max}\alpha^2 T_v^3}{10} [1 - \alpha] = 1$$

(26)

10

Im Falle eines der Schnittpunkte außerhalb des erlaubten Intervalls $[0, 0.5]$ ist der Randwert $\alpha = 0.5$ zu wählen.

Im Beispiel in Fig. 10 ist die minimale Fahrzeit entweder durch den Ruck ($\alpha < \alpha_{opt}$) oder die Geschwindigkeit ($\alpha > \alpha_{opt}$) begrenzt. Die minimale Fahrzeit ist hier im Schnittpunkt (101) zwischen $T_{Vj,min,i}$ und $T_{Vv,min,i}$ erreicht. Diese Überprüfung muß für jede Achse durchgeführt werden. Wird (23) mit α_{opt} und $T_{V,min,ges}(\alpha_{opt})$ parametrisiert und in (21) eingesetzt, ergeben sich daraus die Zeitfunktionen für die synchronisierte Bewegung in allen Achsen.

15

Fig. 11 zeigt die damit generierten Zeitfunktionen für $q_L(s(t)) = [x_{Lsoll}(t), y_{Lsoll}(t), z_{Lsoll}(t)]^T$ und deren Ableitungen. Vorgabe ist eine gleichzeitige Fahrbewegung mit der x- und y-Achse von der Startposition $x_{Start} = 3.5$ m; $y_{Start} = -3.3$ m auf die Zielposition $x_{Ziel} = 11.8$ m; $y_{Ziel} = -0.2$ m. Die kinematischen Beschränkungen sind in diesem Fall sowohl für die x- als auch die y-Achse auf $v_{max} = 0.6$ m/s, $a_{max} = 0.7$ m/s² und $j_{max} = 0.1$ m/s³ gesetzt. Da die x-Achse einen wesentlich größeren Weg zurücklegen muß, begrenzen deren kinematische Beschränkungen die maximal erreichbare Fahrzeit. Fig. 11 zeigt deutlich, daß in der Beschleunigungsphase I nur der maximal zulässige Ruck seinen Maximalwert erreicht. In der Phase II wird die Begrenzung durch die maximale Geschwindigkeit der x-Achse gesetzt. In der Bremsphase III wieder der Ruck der x-Achse die aktive Begrenzung.

20

Fig. 11 zeigt zudem die Synchronisierung der Fahrbewegung anhand des zeitgleichen Erreichens des Zielpunktes mit beiden Achsen. Die Sollfunktionen für Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung und Ruck in Abhängigkeit von der Zeit sind die Ausgangsgrößen des Bahnplanungsmoduls, die nun von den Achssteuerungen weiter verarbeitet werden.

25

Vorteil dieser Vorgehensweise ist, daß die kinematischen Beschränkungen maximal ausgenutzt werden, aber während des Verfahrvorgangs nie überschritten werden. Zudem werden die Achsen geeignet synchronisiert.

30

Die Hubachse z wird, da sie nur eine geringe Schwingungsneigung zeigt, mit einer herkömmlichen Ansteuerung betrieben. Da diese Achse einen Wegsensor besitzt, kann entweder eine klassischen P-PI-Kaskadenregelung als Positionsregelung implementiert werden oder lediglich die Drehzahleinrichtung des z-Achsen-Frequenzumrichters verwendet werden.

35

Patentansprüche

1. Verfahren zur Lastpendeldämpfung an Kranen mit mindestens einem Antriebsmotor, wobei mindestens die Seillänge und die Lastmasse erfaßt werden, dadurch gekennzeichnet, daß in einem Bahnplanungsmodul die Zeitfunktionen mindestens eine der Größen Soll-Lastposition, -geschwindigkeit, -beschleunigung, -rucks und der Ableitung des Ruckles gebildet werden und diese in einem Vorsteuerungsblock mit den Vorsteuerungsverstärkungen K_Vi so gewichtet werden, daß die Koeffizienten der resultierenden Übertragungsfunktion aus Krandynamik und Vorsteuerung der Form

40

$$\frac{y_{Lsoll}}{y_L} = \frac{...b_2(K_{Vi}) \cdot s^2 + b_1(K_{Vi}) \cdot s + b_0(K_{Vi})}{...a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0}$$

45

den folgenden Bedingungen genügt

50

$$\frac{b_0}{a_0} = 1$$

$$\frac{b_1}{a_1} = 1$$

$$\frac{b_2}{a_2} = 1$$

$$\frac{b_3}{a_3} = 1$$

$$\frac{b_4}{a_4} = 1$$

55

$$\frac{b_5}{a_5} = 1$$

60

$$\frac{b_6}{a_6} = 1$$

65

wodurch die Last unter idealisierten Bedingungen exakt ohne Pendeln diesen Zeitfunktionen folgt.

2. Verfahren gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Verfahren des Weiteren die Hafreibungskraft berücksichtigt, wobei in einem Modell die Hafreibung nachgebildet und über den Steheingang kompensierend vor gesteuert wird.

DE 100 21 626 A 1

3. Verfahren gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die ~~Steuerung~~ die Übertragungsfunktion festgelegten Vorsteuerungsverstärkungen in Abhängigkeit der Lastmasse und der Seillänge berechnet werden.
4. Verfahren gemäß einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Bahnplanungsmodul die Zeitfunktionen unter Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen die Soll-Lastposition, -geschwindigkeit, -Beschleunigung und des Ruckes erzeugt.
5. Verfahren gemäß Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Bahnplanungsmodul auch die Zeitfunktion für die Ableitung des Ruckes erzeugt.
6. Verfahren gemäß einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß für den vollautomatischen Betrieb das Bahnplanungsmodul die Zeitfunktionen aus der Vorgabe der Sollpunkte im Arbeitsraum des Kranes sowie unter Verwendung der Bahnparameter erzeugt.
- 10 7. Verfahren gemäß einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das automatische Bahnplanungsmodul die Zeitfunktionen derart generiert, daß unter Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen die Zielposition zeitoptimal erreicht wird, wobei die Ruckfunktion eine stetige Funktion ist.
- 15 8. Verfahren gemäß einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß für den halbautomatischen Betrieb das Bahnplanungsmodul die Zeitfunktionen aus der Vorgabe Sollgeschwindigkeiten erzeugt und auf aktuelle Änderung der Sollgeschwindigkeitsvorgabe innerhalb eines oder mehrere Abtastschritte reagiert.
9. Verfahren gemäß einem der Ansprüche 1 bis 5 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß das halbautomatische Bahnplanungsmodul über Steilheitsbegrenzer die kinematischen Beschränkungen einhält und steile Funktionen des Ruckes erzeugt, deren Integration auf die Funktionen für die Soll-Lastbeschleunigung, -geschwindigkeit und -position führt.
- 20 10. Verfahren gemäß Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das halbautomatische Bahnplanungsmodul auch die Funktion der Ruckableitung erzeugt.
11. Verfahren gemäß einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß das halbautomatische Bahnplanungsmodul einen 2. Steilheitsbegrenzer umfaßt, der im Falle eines ausgelösten Notstops den Nachlauf des Kranes verkürzt und die Pendeldämpfung abgeschwächt aufrechterhält.
- 25 12. Vorrichtung zur Lastpendeldämpfung an Kranen mit mindestens einem Antriebsmotor umfassend einen Vorsteuerungsblock, eine Hafreibungskompensation und einen momentengeregelten Antrieb oder einen drehzahlgeregelten Antrieb dadurch gekennzeichnet, daß die Vorrichtung ein Bahnplanungsmodul umfaßt.
13. Vorrichtung gemäß Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Bahnplanungsmodul die Zeitfunktionen für den Vorsteuerungsblock generiert.
- 30 14. Vorrichtung gemäß Anspruch 12 oder 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Zeitfunktionen im Vorsteuerungsblock mit den Vorsteuerungsverstärkungen K_{Vi} in Abhängigkeit von der Seillänge und Lastmasse verstärkt werden und auf den Stelleingang gegeben werden.
15. Vorrichtung gemäß einem der Ansprüche 12 bis 14 dadurch gekennzeichnet, daß die Hafreibung kompensierend vorsteuernd auf den Stelleingang gegeben wird.
- 35

Hierzu 11 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

THIS PAGE BLANK (USPTO)

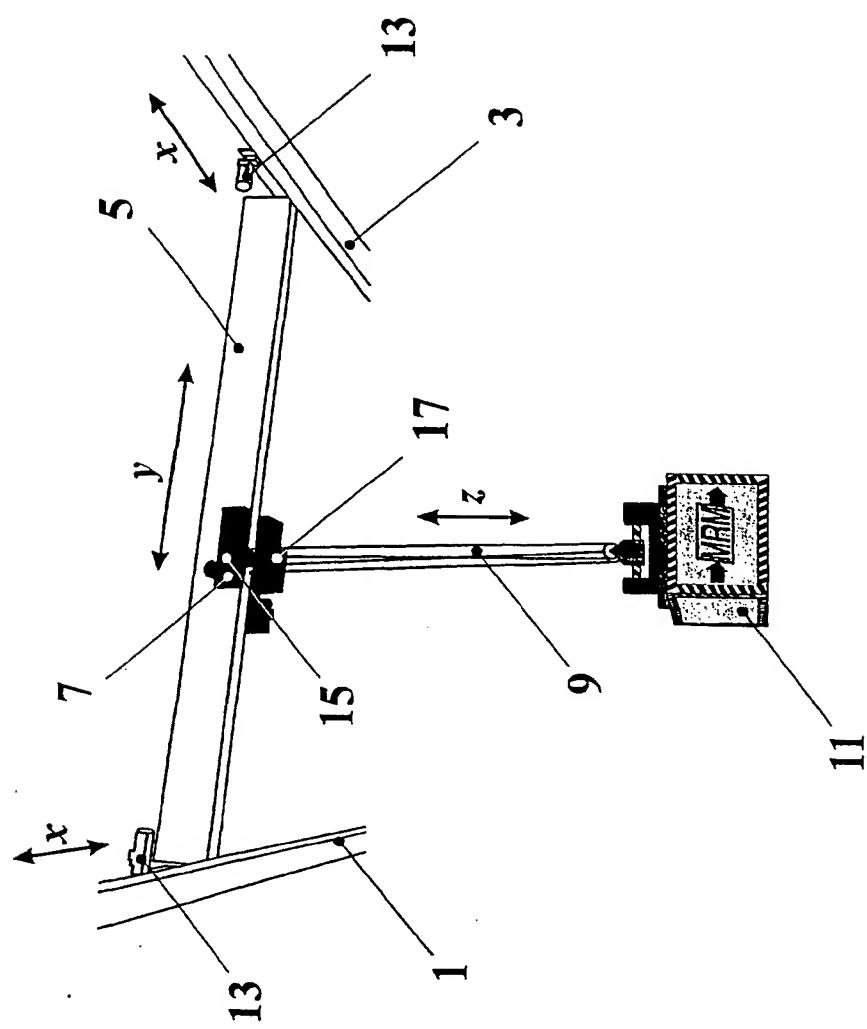


Fig. 1

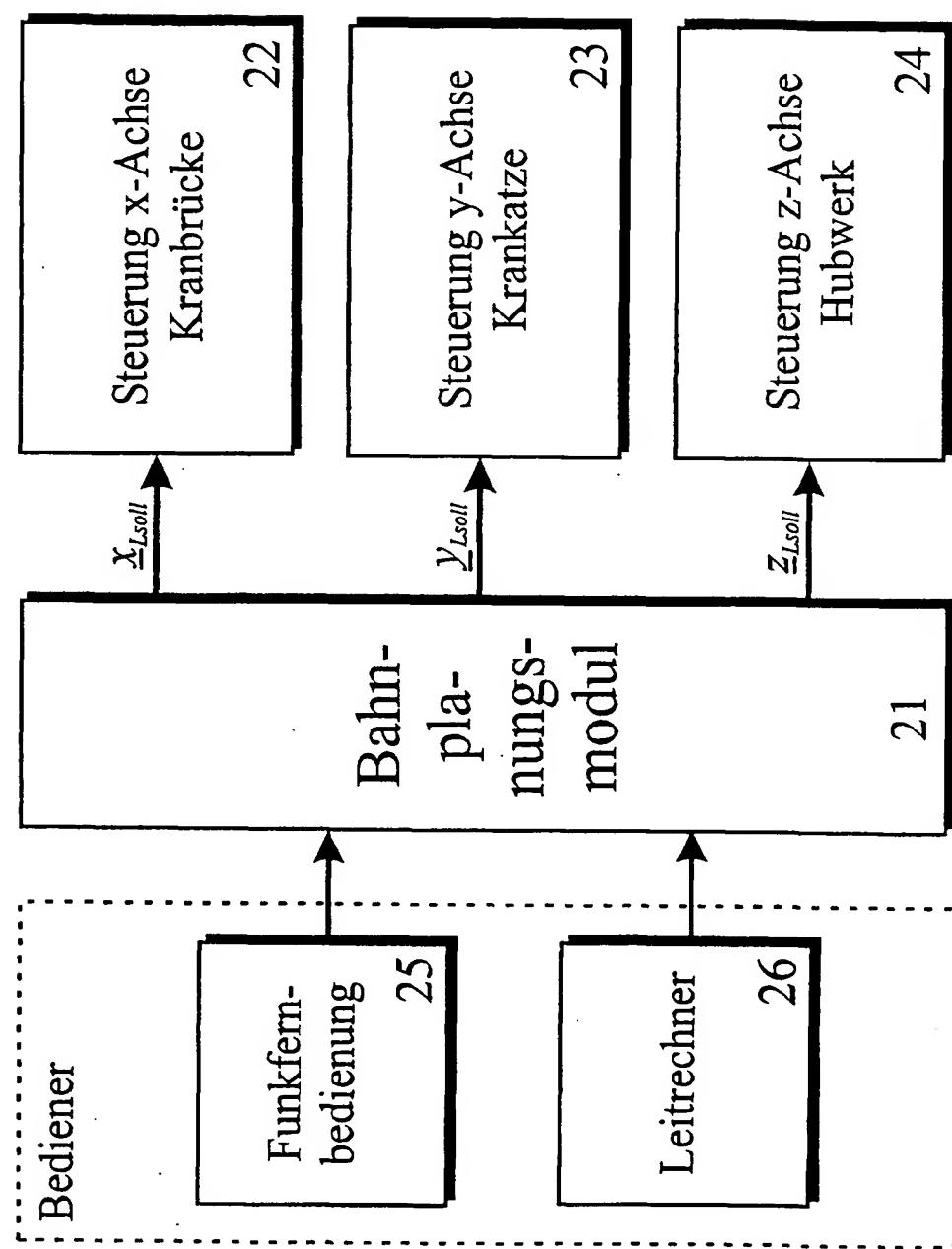


Fig. 2

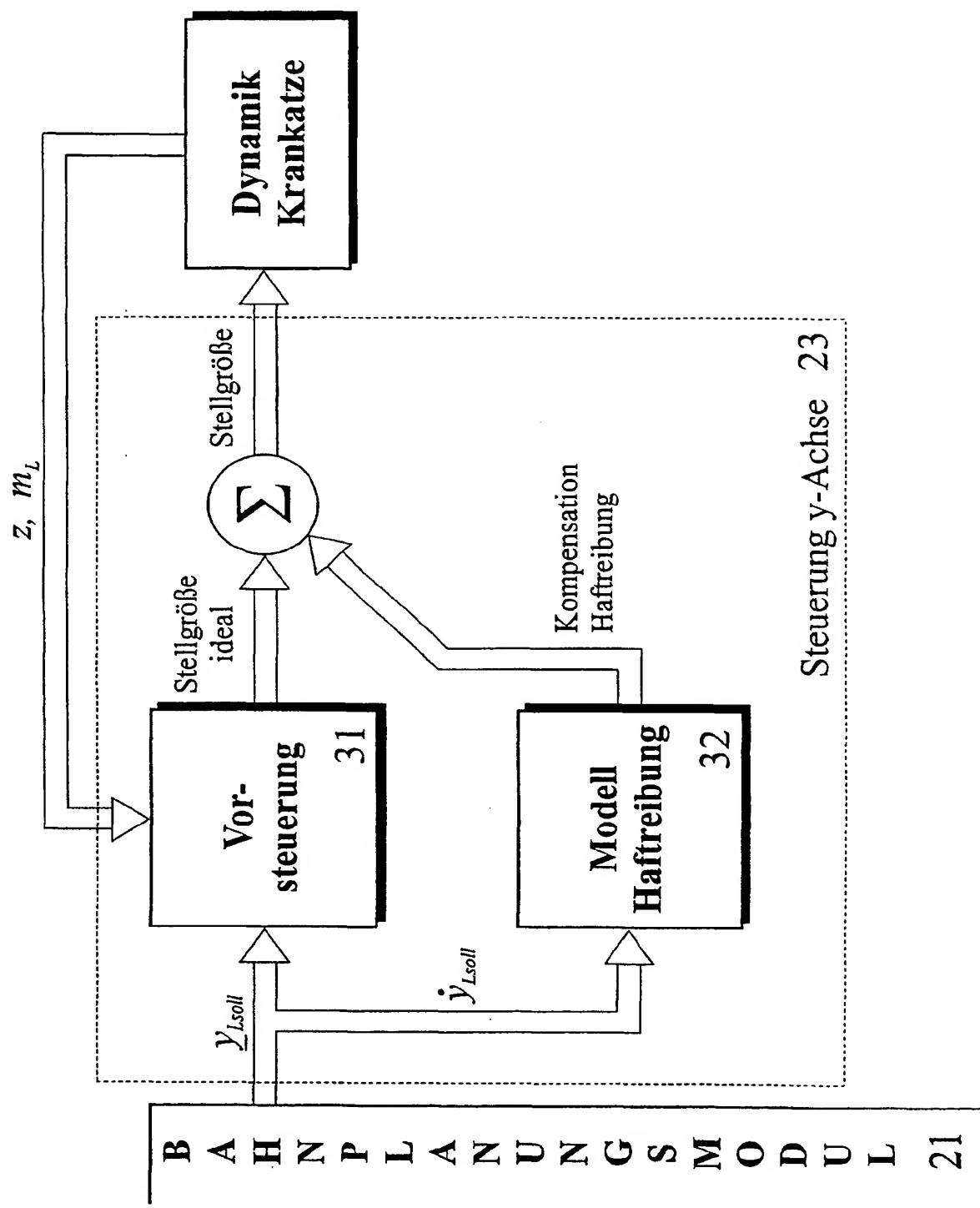
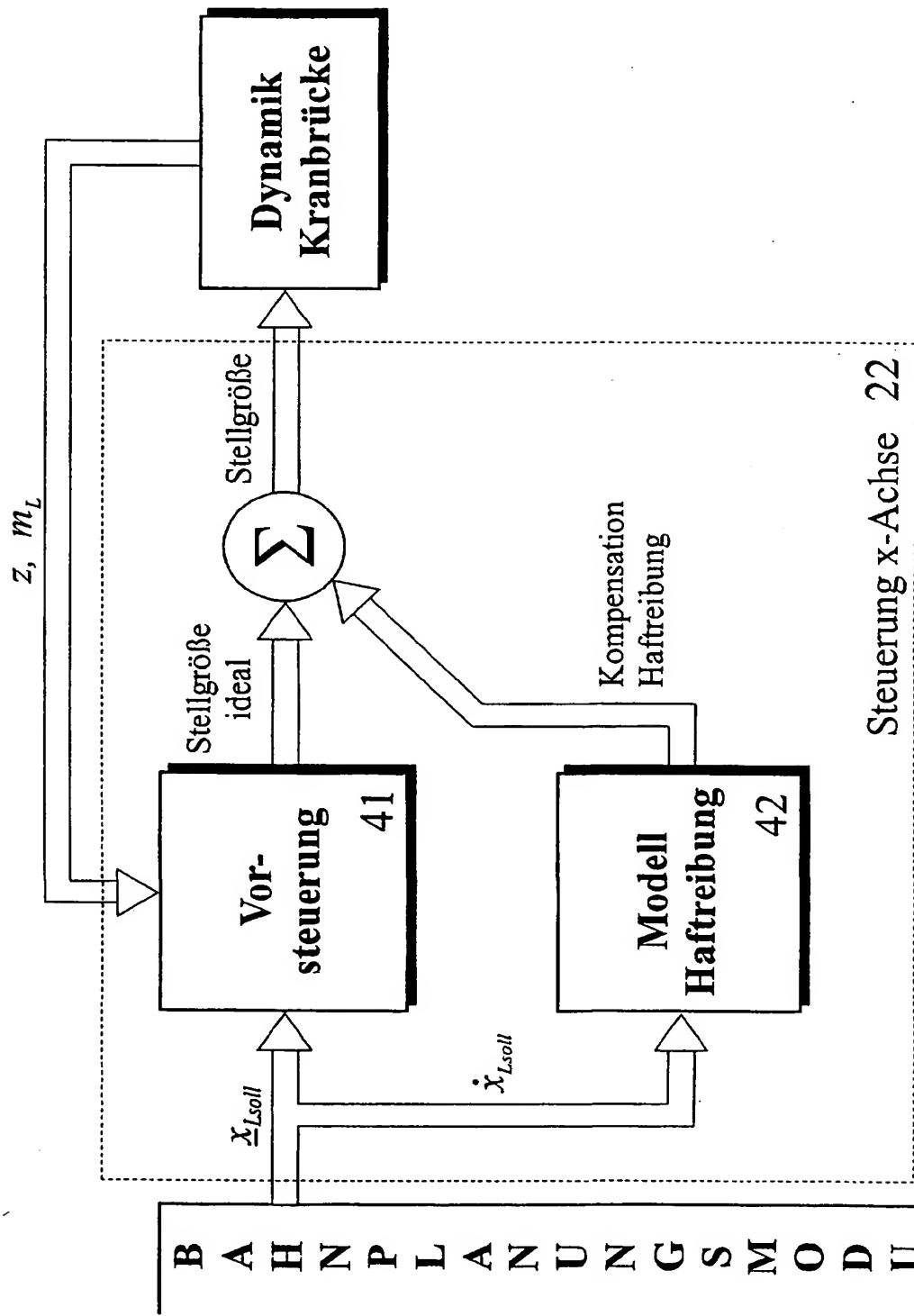


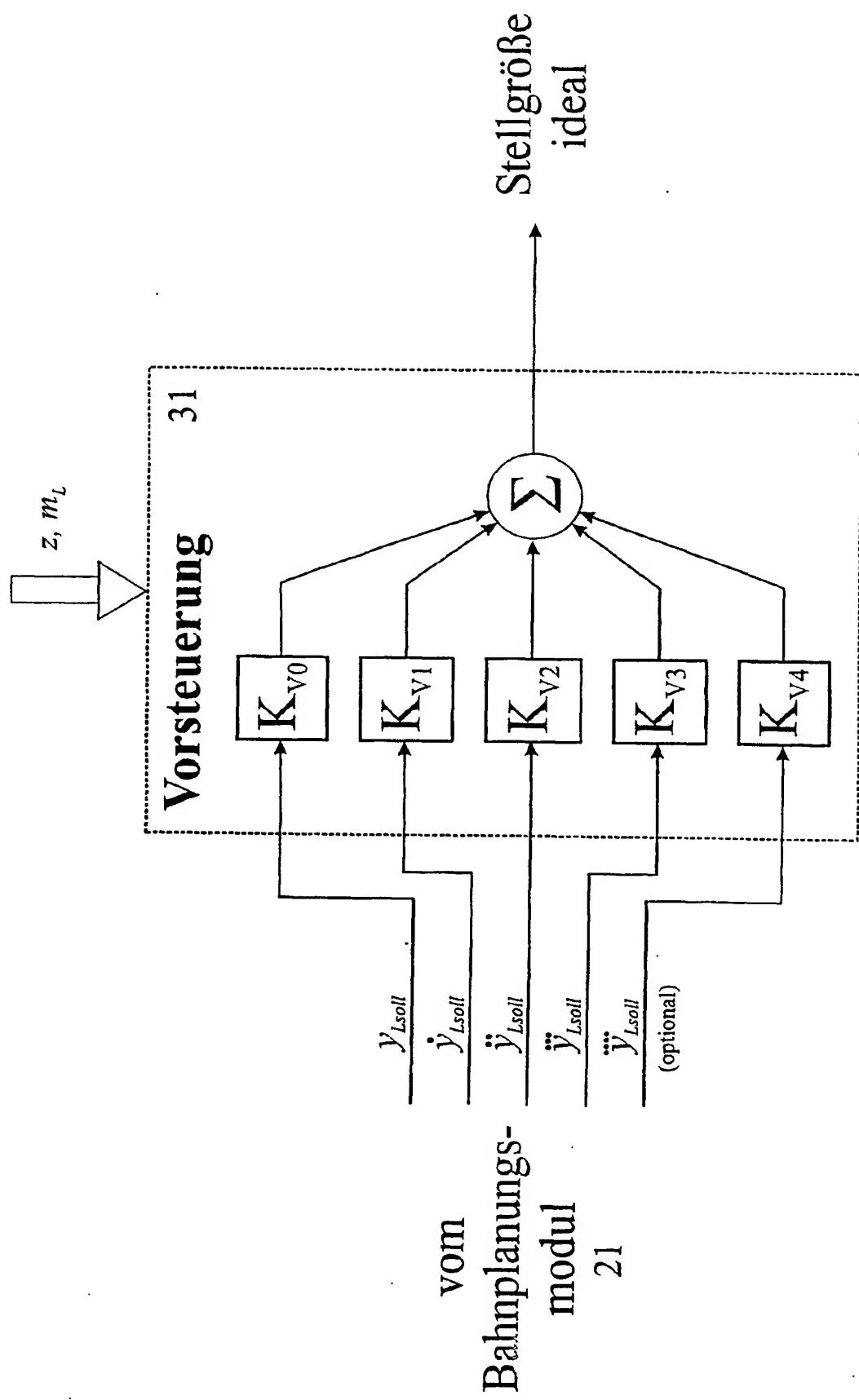
Fig. 3

Fig. 4



B A H N P L A N U N G S M O D U L 21

Fig. 5



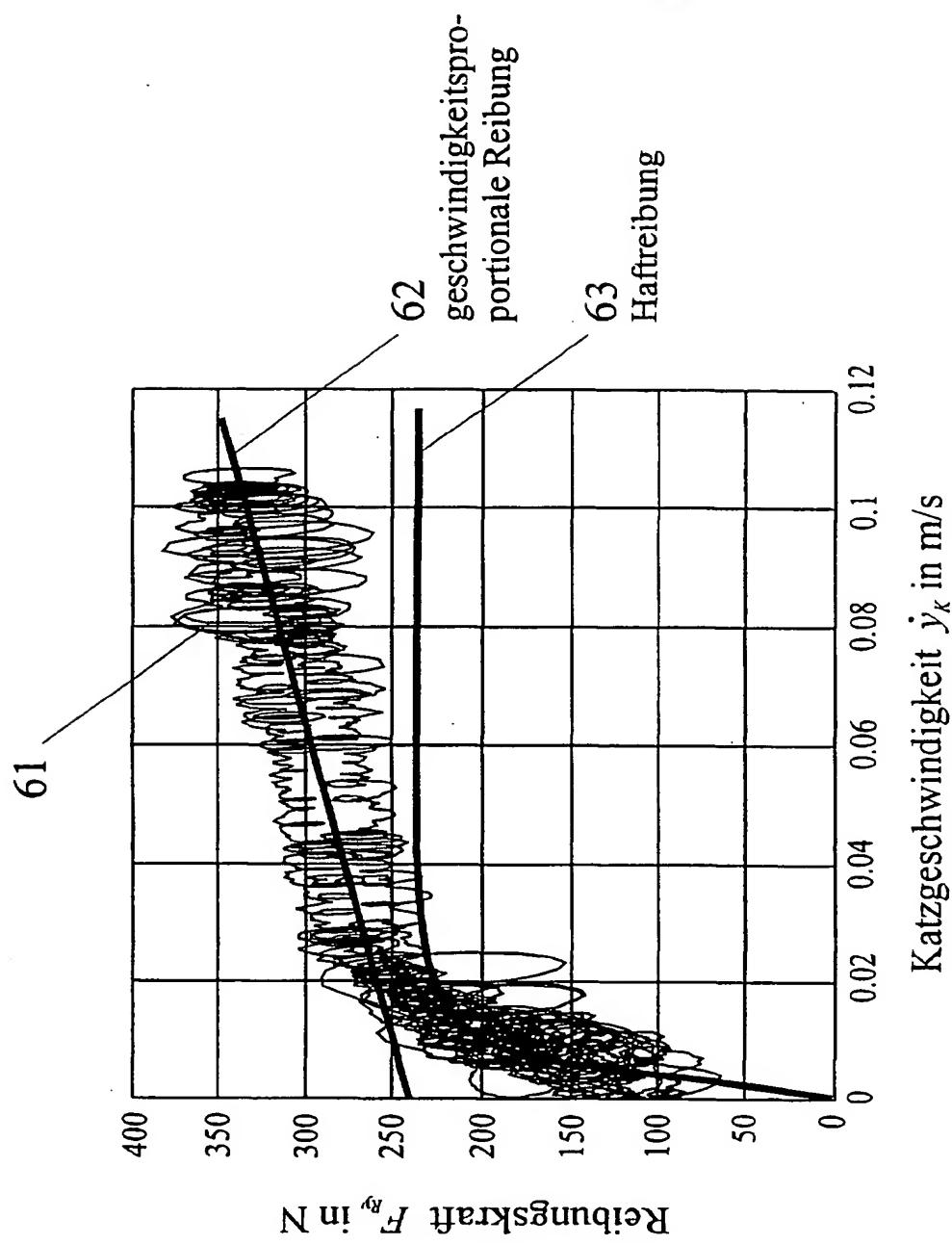


Fig. 6

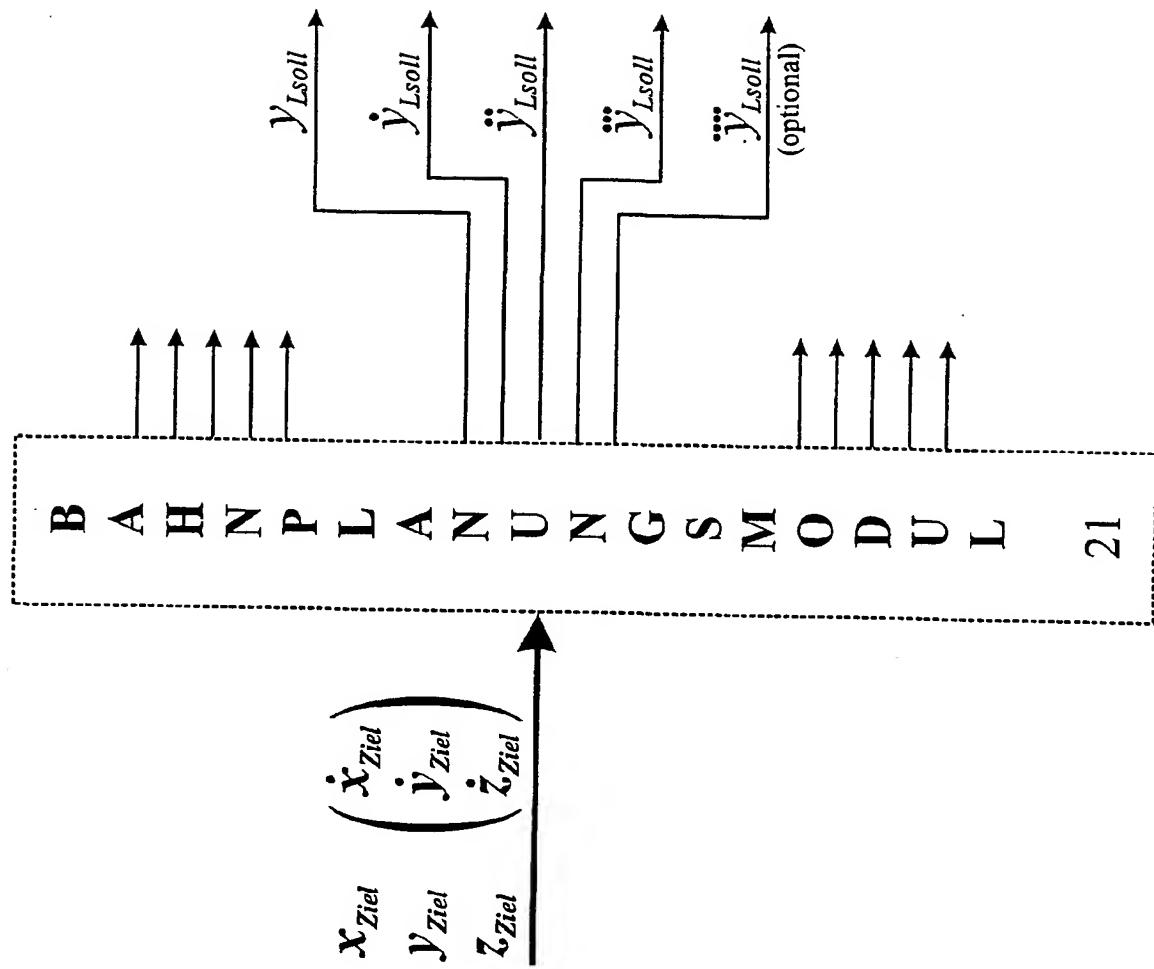


Fig. 7

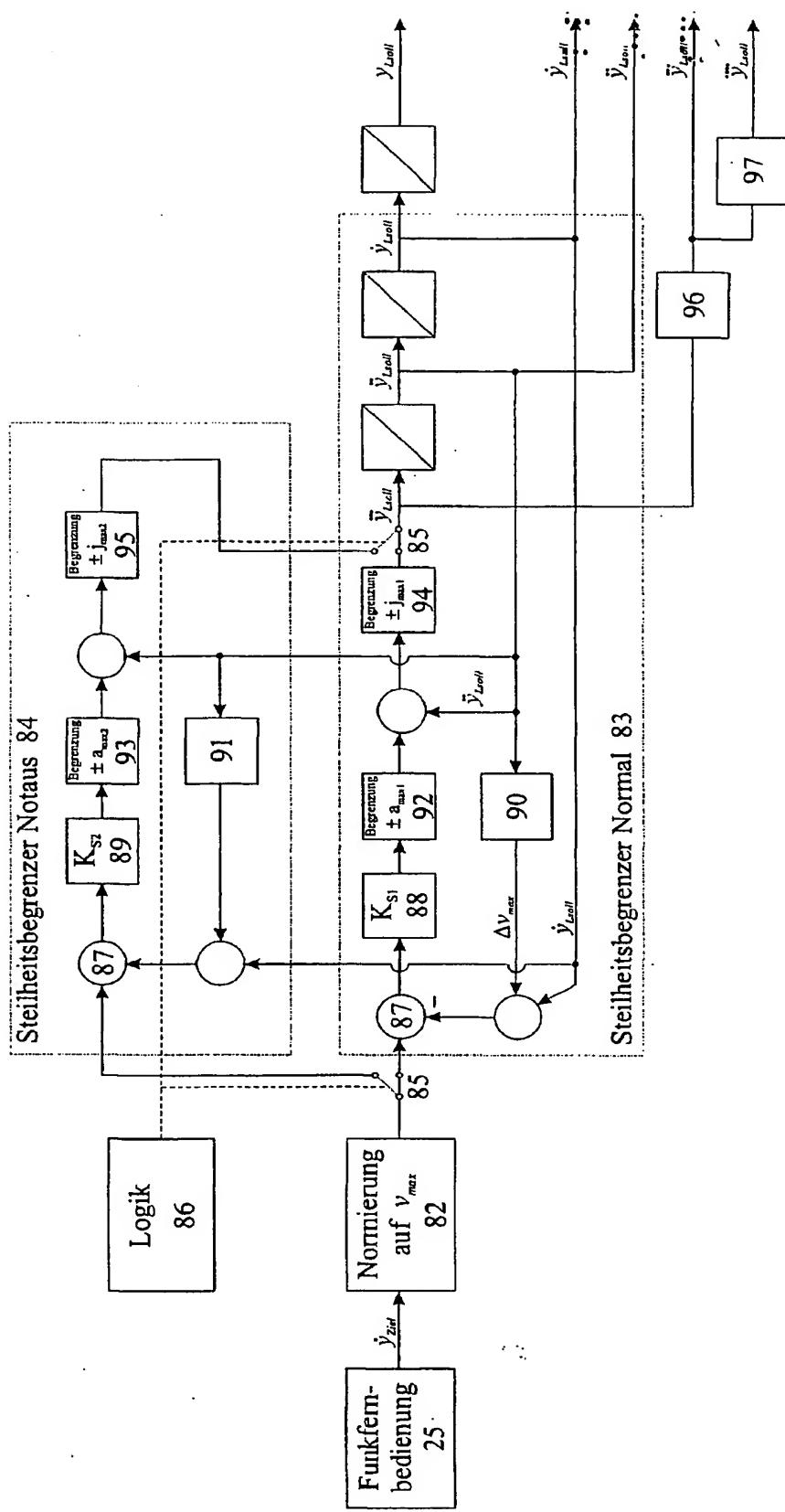


Fig. 8

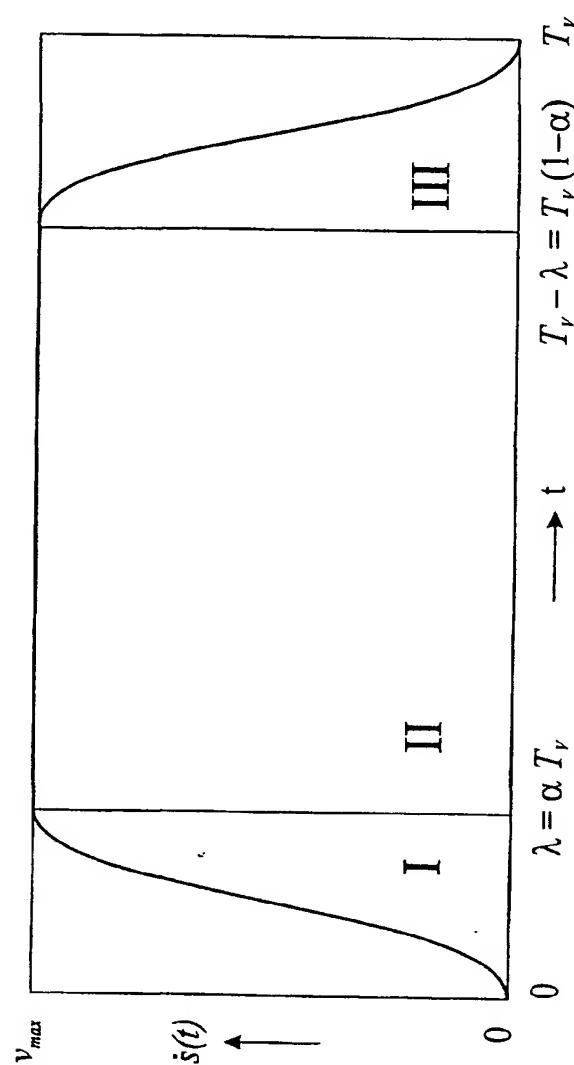


Fig. 9

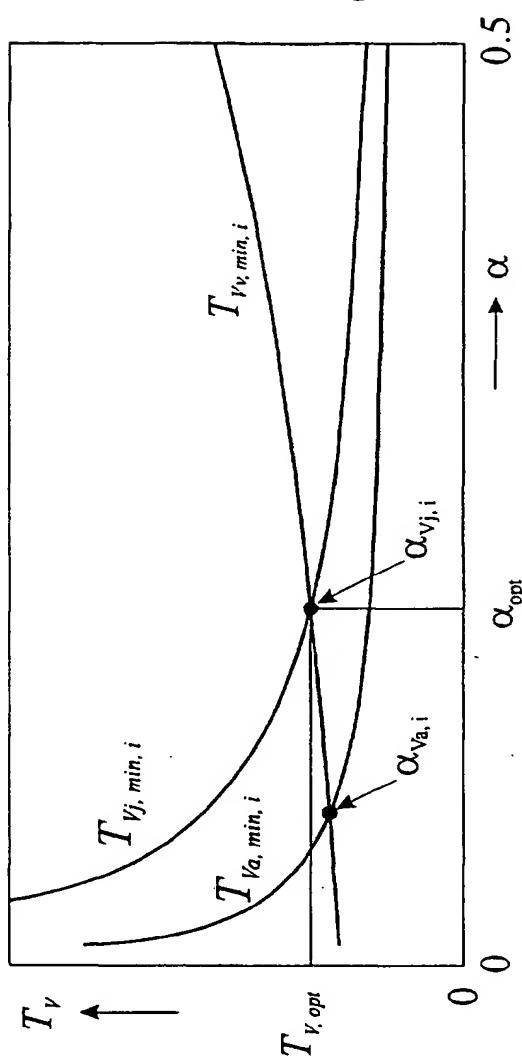


Fig. 10

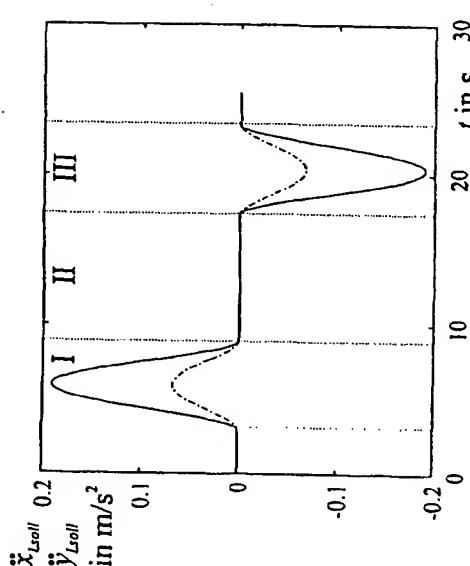
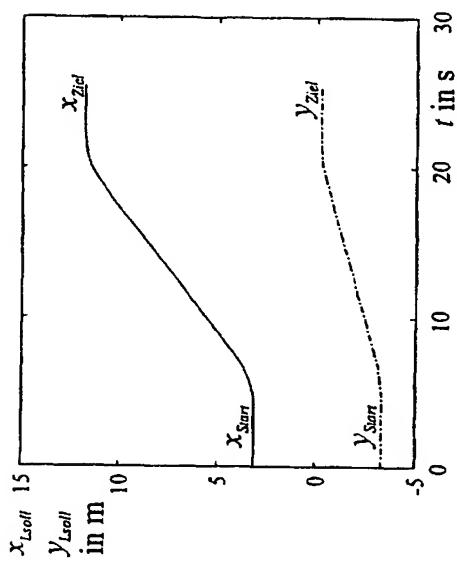
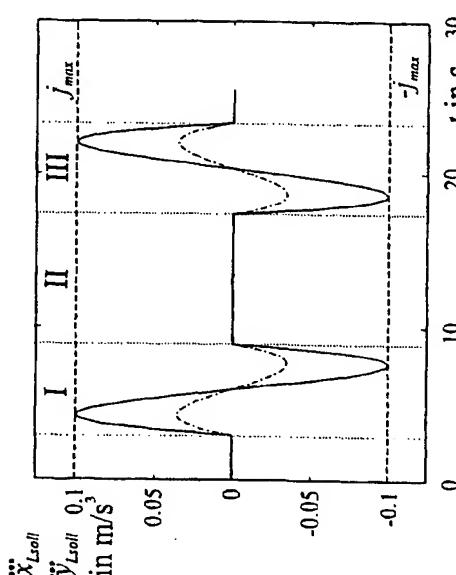
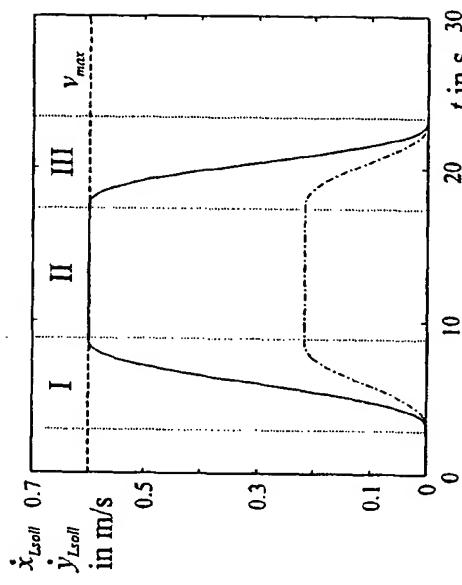


Fig. 11

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)